

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Diplomová práce

2010 Bc.Vykoukal Martin

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh vybraného konstrukčního uzlu větrné elektrárny

Desing of Selected Construction Part in Wind-Power Plant

Student: Bc. Martin Vykoukal
Vedoucí diplomové práce: Dr.Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: Bc. Martin Vykoukal
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 72 Technická diagnostika, opravy a udržování
Téma: Návrh vybraného konstrukčního uzlu větrné elektrárny
Desing of Selected Construction Part in Wind-Power Plant

Zásady pro vypracování:

1. Navrhnete vybraný konstrukční uzel větrné elektrárny o výkonu 200 kW.
2. V rámci zadání zpracujete:
 - stručnou rešerši týkající se dané problematiky
 - koncepční návrh větrné elektrárny
 - výpočtový a konstrukční návrh převodové skříně včetně výkresové dokumentace
 - vliv vibrací a hluku na životní prostředí včetně způsobu jejich měření s následným vyhodnocením
 - návrh možných konstrukčních úprav s cílem optimalizovat hlučnost a vibrace
 - plán údržby daného zařízení
3. Další nezbytné technické parametry budou upřesněny v průběhu řešení diplomové práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

- MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
SERENSEN, S. V., KOGAJEV, V. P., ŠNEJDEROVIČ, R.M. *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. Praha, SNTL, 1967.
HAVLÍČEK, J. A KOL. *Provozní spolehlivost strojů* (2. přepracované vydání). Praha, SZN 1989. 616 s. ISBN 80-209-0029-2.
ZIEGLER, J., HELEBRANT, F. *Technická diagnostika výrobních zařízení*. VŠB Ostrava, 1992. 175 s. ISBN 80-7078-111-4.
<http://www.csve.cz>
http://cs.wikipedia.org/wiki/V%C4%Btm%C3%A1_energie
<http://www.alternativni-zdroje.cz/vetrne-elektrarny.htm>

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010

Kovář

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



Farana

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Vykoukal, M. Návrh vybraného konstrukčního uzlu větrné elektrárny: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2010, 41 s. Vedoucí práce: Dr.Ing. Jaroslav Melecký.

Diplomová práce se zabývá návrhem převodové skříně pro větrnou elektrárnu o výkonu 200kW. V úvodu práce je zpracována rešerše na téma větrných elektráren. Dále je vytvořen koncepční návrh větrné elektrárny. V práci jsou provedeny návrhy a výpočty částí potřebných pro konstrukci převodové skříně. Pro převodovou skříně je zvoleno mazání součástí a těsnění proti úniku oleje. Součástí práce je návrh údržby převodové skříně.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Vykoukal, M. Design of selected construction part in wind-power plant: Master thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of production machines and design, 2010, 41p. Thesis head: Dr.Ing. Jaroslav Melecký.

Master thesis is dealing with design of gear-box for wind – power plant with 200kW output power. The introduction is processed exploration of facts about the wind power plants. The other one is create conception design of wind power plant. In thesis are performed design and calculation of parts needful for construction gear-box. For gear-box is choose a lubrication of components and seal before leak of oil. Single part of thesis is suggestion of maintenance for wind-power gear-box.

Seznam použitých značek:

α	Úhel záběru	[°]
a	Osová vzdálenost (roztečná)	[mm]
a	velikost svaru	[mm]
b	Šířka kola	[mm]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
C	únosnost ložiska	[N]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
d_w	Průměr valivé kružnice	[mm]
d_w	Průměr valivé kružnice	[mm]
F_a	Axiální síla	[N]
F_b	Radiální síla na ložisko v satelitu	[N]
F_c	Odstředivá síla na satelit	[N]
f_{\max}	průhyb	[microm]
F_n	Normální síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Obvodová síla	[N]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
i	Převodový poměr	[]
i_c	celkový převodový poměr	[]
k	koeficient bezpečnosti	[]
L	Délka	[mm]
L_{10h}	hodinová trvanlivost ložiska	[hod]
m	Hmotnost	[kg]
M_k	Krouticí moment	[Nm]
m_n	Normální modul	[mm]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
n	Otáčky	[/min]

n_0	vstupní otáčky	[/min]
n_1	otáčky hřídele v převodovce	[/min]
n_v	výstupní otáčky	[/min]
p	Normální rozteč	[mm]
P	zatížení ložiska	[N]
P	Přenášený výkon	[kW]
R_{emin}	mez kluzu	[MPa]
R_{mmin}	mez pevnosti	[MPa]
S_F	Na únavu v ohybu	[]
S_H	Na únavu v dotyku	[]
s_{na}	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	[mm]
v	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	[m/s]
x	Hodnota korekce	[modul]
z	Počty zubů	[ks]
σ_B	napětí v ohybu	[MPa]
σ_F	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	[MPa]
σ_{F0}	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	[MPa]
σ_{FG}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{FP}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_H	Výpočtové napětí v dotyku	[MPa]
σ_{H0}	Jmenovité napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HG}	Mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{HP}	Dovolené napětí v dotyku	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
σ_T	napětí v tahu	[MPa]
τ	napětí v krutu	[MPa]
τ_S	smykové napětí	[MPa]
φ	Úhel zkroucení	[deg]

Obsah

Seznam použitých značek:.....	1
1. Rešerše:.....	4
2. Koncepční návrh větrné elektrárny:.....	11
2.1 Volba typu větrné elektrárny	11
2.2 Volba generátoru:	11
2.3 Volba převodovky.....	12
3. Výpočtová část:.....	13
3.1 Návrh ozubení:.....	13
3.1.1 Výpočet ozubení planetové převodovky:	13
3.1.2 Výpočet ozubení čelní převodovky:	15
3.2 Návrh hřídelů:	16
3.2.1 Výpočet vstupního hřídele:	16
3.2.2 Kontrola výstupního hřídele čelní převodovky	18
3.2.3 Kontrola vstupního hřídele čelní převodovky	21
3.3 Návrh drážkování hřídele.....	22
3.3.1 Výstupní hřídel z čelní převodovky	22
3.3.1 Vstupní hřídel do čelní převodovky.....	23
3.4 Návrh ložisek:	25
3.5 Návrh unašeče satelitů:	29
4. Návrh převodové skříně:.....	32
4.1 Těsnění.....	33
4.2 Náplně, mazání	33
5. Plán údržby	34
6. Vliv vibrací a hluku na životní prostředí:	35
7. Návrh možných konstrukčních úprav:	37
8. Závěr	38
Přílohy:.....	41

1. Rešerše:

Využívání energie větru v českých zemích [1].

Větrnou energii používá lidstvo již dlouhou dobu a pro různé účely. Vítr pohání plachetnice, větrné mlýny, vodní čerpadla, větrné elektrárny a mnoho dalších. S větrnými motory se setkáváme již ve starověké Číně. Historicky je postavení prvního větrného mlýna na území Čech, Moravy a Slezska doloženo již v roce 1277, v zahradě Strahovského kláštera v Praze. Největší rozkvět doznalo větrné mlynářství v Čechách ve 40. letech 19. století. Celkem bylo na území dnešní ČR evidováno 879 větrných mlýnů.

Začátek výroby novodobých větrných elektráren v ČR se datuje na konec 80. let minulého století. Jejich rozkvět proběhl v letech 1990–1995. Třetina ze všech 24 větrných elektráren postavených do roku 1995, patřila do skupiny s nevyhovující nebo vysoce poruchovou technologií, některá z těchto zařízení byla vybudována v lokalitách s nedostatečnou zásobou větrné energie. Začátkem tohoto desetiletí byla tendence k dovozu starých vyřazených větrných elektráren, zákon 180/2005 pak tento trend ukončil.

V současné době jsou instalovány nové větrné elektrárny, které již pracují na dvou desítkách lokalit v ČR. Nominální výkon moderních větrných elektráren dosahuje aktuálně běžně 2 MW, někdy až 3 MW. Mezi největší výrobce větrných elektráren dnes patří Německo. Na výrobě komponentů (hřídele, převodovky, ocelové věže, gondoly, atp.) se čím dál větší mírou podílí i ČR. Některé malé elektrárny se zde vyrábí kompletně. Například moderní stoje, které dnes využíváme, dosahují vynikajících výsledků v oblasti zvyšování využitelnosti větru. Jelikož v ČR byl rozvoj větrné energetiky zahájen ve srovnání se zeměmi západní Evropy se zpožděním, jsou v projektech u nás již rovnou plánovány nejmodernější stroje. Předstihli jsme tak i tradičního světového lídra v této oblasti, Německo, jehož větrné elektrárny dosahují využitelnosti přibližně 20 %. Výstavba větrných elektráren v Německu probíhá už dvě desítky let a průměrné stáří větrných elektráren je tam proto podstatně vyšší a v souvislosti s tím je jejich průměrný výkon nižší.

Teoreticky dosažitelný výkon

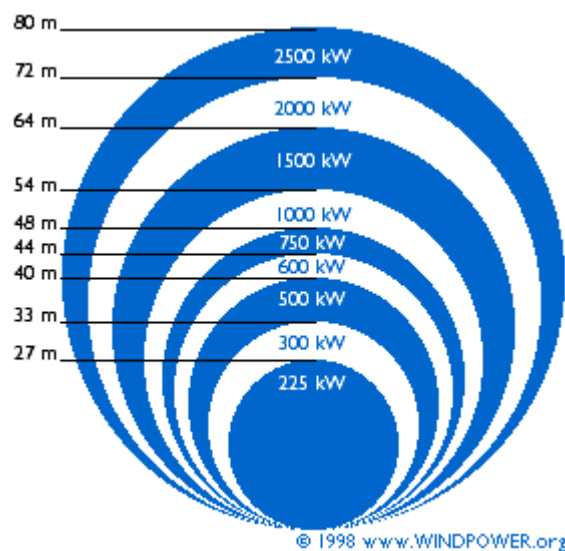
Proudící vzduch předává lopatkám větrné elektrárny část své kinetické energie. Albert Betz v roce 1919 odvodil teoreticky maximální dosažitelnou účinnost větrného stroje na 59% (Betzovo pravidlo). Kinetická energie větru se v turbíně mění na energii otáčivého pohybu a následně v generátoru na energii elektrickou. Teoreticky dosažitelný výkon v případě jednotkové plochy lze vypočítat dle vzorce 1.1

$$P_t = k_B \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \quad (1.1)$$

kde k_B je Betzův koeficient 0,59. Pro reálné turbíny s průměrem rotoru D (tedy délkou lopatky $D/2$) se používá vzorec 1.2

$$P = c_p \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (1.2)$$

kde c_p je součinitel výkonnosti, v ideálním případě rovný 0,59

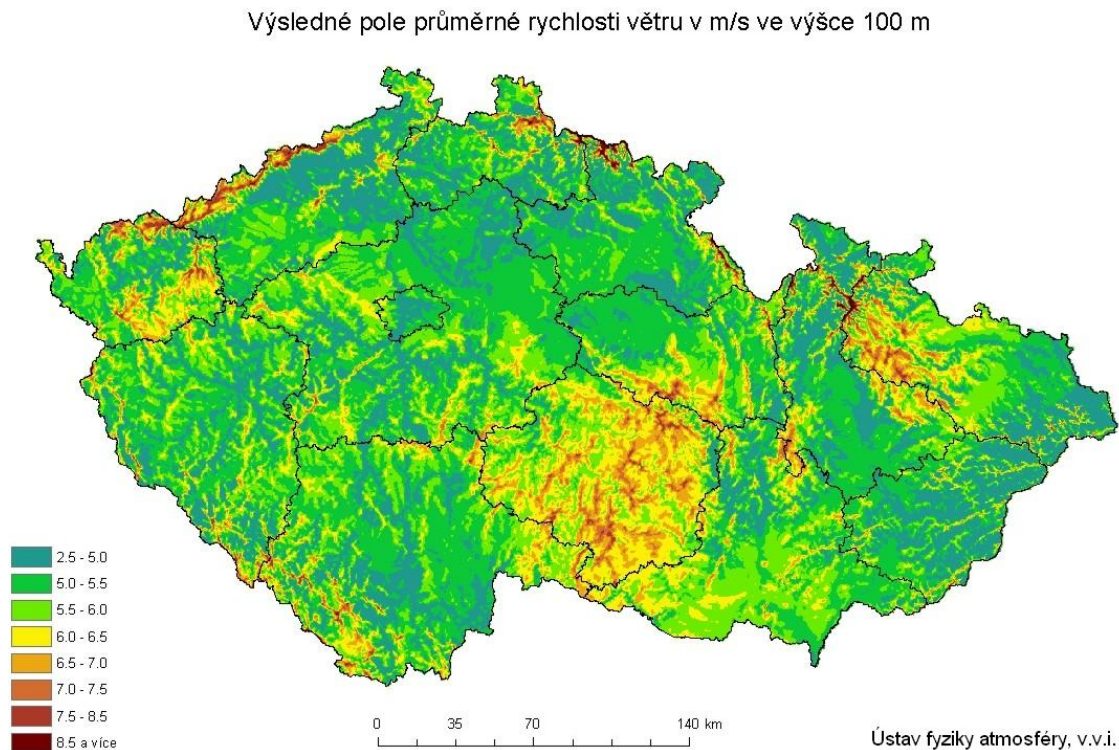


Obr. 1 Závislost jmenovitého výkonu větrných elektráren na průměru rotoru[2]

Účinnost

Součinitel výkonnosti je funkcí rychlosti větru a je dán konstrukčním řešením turbíny, konkrétně převodní křivkou úhlu natočení lopatek turbíny v závislosti na rychlosti větru (Obrázek 2). To v kombinaci s kubickou závislostí na rychlosti větru způsobuje pronikavou závislost skutečného výkonu na rychlosti větru (při poloviční rychlosti je výkon osminový atd.).

Další podstatnou hodnotou, definující účinnost větrného zdroje je koeficient ročního využití, definovaný jako poměr skutečně odvedeného výkonu k teoreticky možnému výkonu zdroje za rok. V českých podmínkách se pohybuje v mezích 0,1-0,2, pro velmi větrné lokality dosahuje až 0,28. Statisticky podle dat Českého statistického úřadu za rok 2007 však dosahuje koeficient ročního využití větrných elektráren v ČR pouze 12,71 % (za rok 2005 to bylo pouze 11 %). Hodnota ovšem značně závisí na zvolené lokalitě - větrná farma Sternwald na rakousko-českých hranicích ve východní části Šumavy, dosáhla se 7 větrnými elektrárnami o instalovaném výkonu 14 MW koeficientu ročního využití za rok 2006 21,9 %, za první 4 měsíce roku 2007 se dokonce podařilo dosáhnout hodnoty průměrného využití 32,3 % (přičemž po zbytek téhož roku to bylo necelých 20%).[5]

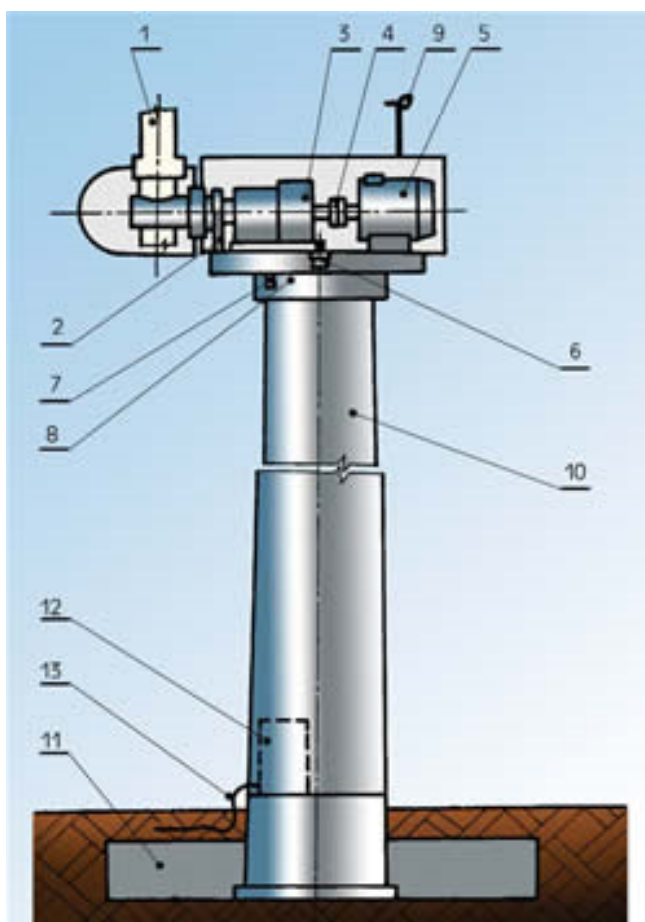


Obr. 2 Větrná mapa[4]

Největší větrná elektrárna na světě

Zatím největší větrnou farmu na světě mají v Texasu (USA). Byla spuštěna 1. října 2009. Větrná farma Roscoe má výkon 781,5 MW a je tvořena 627 větrnými turbínami. Roscoe je schopna pokrýt spotřebu až 230 000 domácností.[10]

Popis částí větrné elektrárny:



- 1 - rotor s rotorovou hlavicí a listy
- 2 - brzda rotoru
- 3 - převodovka
- 4 - spojka
- 5 - generátor
- 6 - servo-pohon natáčení strojovny
- 7 - brzda točny strojovny
- 8 - ložisko točny strojovny
- 9 - čidla rychlosti a směru větru
- 10 - věž elektrárny
- 11 - betonový armovaný základ elektrárny
- 12 - elektrorozvaděče silnoproutého a řídicího obvodu
- 13 - elektrická přípojka

Obr. 3 Schéma větrné elektrárny[10]

Druhy rotorů větrných elektráren

Existuje několik typů rotoru [5]

a) vrtule – má nejvyšší možnou dosažitelnou účinnost, max. 45%. Vrtule je rychloběžný typ větrného motoru. Rychloběžnost může dosahovat hodnoty kolem 10. Maximální účinnosti vrtule dosahuje při rychloběžnosti 6. Počet listů vrtule bývá 1 až 4. Používá se pro výrobu třífázového elektrického proudu. (Obrázek 4)



Obr. 4 Vrtulový rotor



Obr. 5 Rotor využívající
Magnus efektu

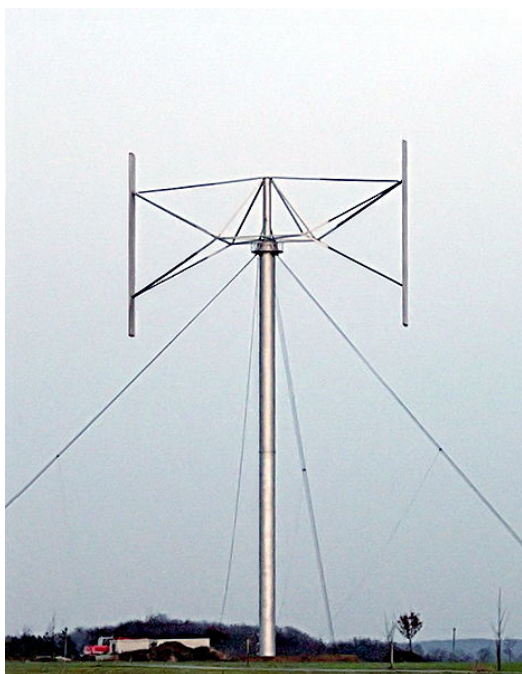
b) vrtule – s využitím tzv. Magnus efektu.(Obrázek 5)

c) lopatkové kolo – je pomaloběžný větrný motor. Počet lopatek bývá 12 a 24, běžný průměr lopatkového kola je 5 až 8m. Účinnost 20 – 43%. Používá se pro výrobu elektrického proudu pro vlastní spotřebu, čerpání vody. (Obrázek 6)



Obr. 6 Lopatkové kolo

d) darrieův rotor – skládá se ze dvou či více křídel, které rotují kolem vertikální osy. Účinnost je až 38%. Používá se pro výrobu stejnosměrného i střídavého proudu. (Obrázek 7,8)

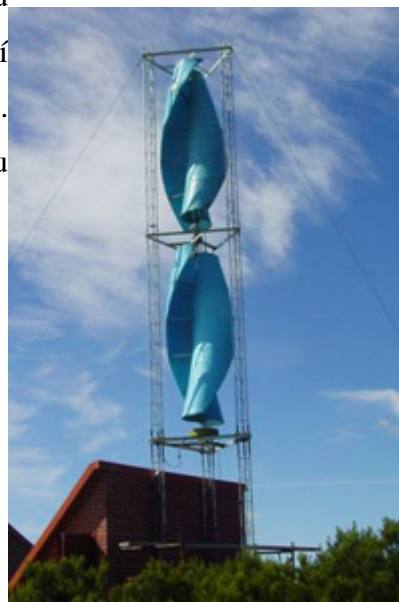


Obr. 7 Darrieův rotor



Obr. 8 Darrieův rotor

e) savoniův rotor – je tvořen dvěma plochami ve tvaru půlválců, které jsou vzájemně přesazeny. Maximální účinnosti je dosahováno při rychloběžnosti 0,9 až 1. Účinnost až 23%. Používá se pro výrobu stejnosměrného proudu, čerpání vody. (Obrázek 9)



Obr. 9 Savoniův rotor

Druhy generátorů větrných elektráren

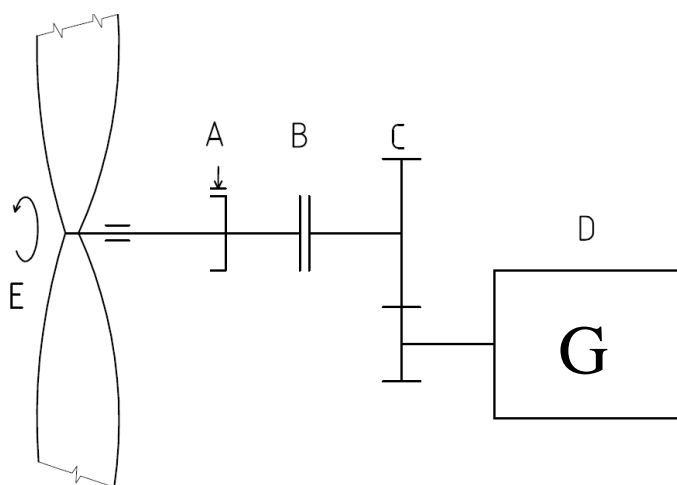
Slouží k přeměně mechanické energie větru na elektrickou energii. Používají se tyto skupiny generátorů.

- a) Stejnosměrné generátory - jsou vhodné pro malé větrné elektrárny.
- b) Synchronní - jsou vhodné pro střední a velké větrné elektrárny. Mají velkou účinnost, jsou schopny pracovat s velkým rozsahem rychlostí větru. Elektrárny vybavené synchronními generátory mohou pracovat i nezávisle na elektrické energii dodávané z rozvodné sítě. Používají se jako záložní zdroje elektrické energie v případě přerušení dodávky elektrické energie z rozvodné sítě.
- c) Asynchronní - jsou připojené k síti. Nevyžadují složitý připojovací systém, ten pouze sleduje otáčky a rozhoduje o okamžiku připojení k síti.

2. Koncepční návrh větrné elektrárny:

2.1 Volba typu větrné elektrárny

Převodovka byla navržena pro větrnou elektrárnu umístěnou na území ČR. Jako rotor této elektrárny volím vrtuli. Velikost vrtule u podobných elektráren bývají o průměru 27 metrů dle obrázku 1. Otáčky vrtule budou regulovány natáčením lopatek v závislosti na rychlosti větru, tak aby byly konstantní nebo se případně měnily jen v minimálním rozsahu. Při nízké rychlosti větru bude rotor brzděn pomocí brzdy. Při vysoké rychlosti větru bude též rotor brzděn brzdou, aby nedošlo k přetížení zařízení a následnému poškození.



Obr. 10 Schéma větrné elektrárny

A - brzda

B - spojka

C - převodová skříň

D - generátor

E - vrtule

2.2 Volba generátoru:

Dle požadovaných parametrů na výkon větrné elektrárny 200kW, volím dle katalogu [11] firmy TES VSETÍN a.s. asynchronní generátor s výstupním výkonem 200kW. Pro minimalizaci převodového poměru a skříně, volím otáčky generátoru 500 otáček za minutu, což odpovídá 12 pólovému generátoru.

Asynchronní 12 pólový generátor GAK355 I 12

Technické údaje:

Výstupní výkon: 200kW

Příkon: 212kW

Napětí: D400V

Proud: 361A

Účinník: 0,80

Účinnost: 94,2%

Synchronní otáčky: 500min^{-1}

2.3 Volba převodovky

S ohledem na nízké vstupní otáčky z rotoru elektrárny a snaze o minimalizaci rozměrů a tím i hmotnosti celé převodovky, nelze zvýšit otáčky pouze jedním převodem.

Převod otáček z pomaloběžné hřídele, která bude napojena na rotor (listy vrtule), bude proveden v převodové skříni. Ta se bude skládat z dvou převodů. Primární převod, ze vstupních otáček n_0 (30 ot.min^{-1}) na otáčky n_1 , bude realizován planetovou převodovkou. Sekundární převod, z otáček n_1 na otáčky výstupní z převodovky, které jsou shodné s otáčkami generátoru, bude zajištěn čelní převodovkou. Ta bude součástí skříně planetové převodovky.

Vstupní otáčky:

Vstupní otáčky do převodovky jsou zvoleny dle podobných elektráren již vyráběných a fungujících.

$$n_0 = 30\text{ ot.min}^{-1}$$

Výstupní otáčky:

Aby generátor fungoval, je třeba jej roztočit nad synchronní otáčky. Dle navržené převodovky vychází, že výstupní otáčky budou $n_v = 508\text{ ot.min}^{-1}$

3. Výpočtová část:

Ve výpočtové části jsou navrženy a zkontrolovány hlavní části převodovky, které jsou potřebné ke konstrukci převodovky.

3.1 Návrh ozubení:

Každý z převodů bude realizován pomocí ozubených kol s přímými zuby. Přesné rozměry ozubených kol byly vypočteny v programu MITCalc. Tento program zkontroloval navržené ozubení jak pevnostně, tak i na únavu.

Požadovaný převodový poměr:

$$n_0 = 30 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$n_v = 500 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$i_c = \frac{n_0}{n_v} \quad (2.1)$$
$$i_c = \frac{500}{30} = 16,6$$

U čelní převodovky navrhuji převodový poměr: $i_1 = 3,05$. Převodový poměr planetové převodovky je navržen tak, aby co nejlépe odpovídal požadovaným otáčkám pro pohon generátoru. Převodový poměr byl navržen pomocí programu MITCalc.

3.1.1 Výpočet ozubení planetové převodovky:

Korunové kolo v planetové převodovce bude vyrobeno jako odlitek z uhlíkové ocele na odlitky 42 27 19. Kolo bude povrchově zakaleno. Satelity a centrální kolo budou vyrobeny z konstrukční legované ocele 14 220, které budou následně cementovány a kaleny. Pro tyto materiály byl proveden výpočet v programu MITCalc. Hlavní výsledky tohoto výpočtu jsou uvedeny v tabulkách 1,2,3,4, kde jsou vypsány základní rozměry, bezpečnosti a síly vznikající v ozubení. Podrobnější výsledky jsou uvedeny v příloze (1)

Převodovka je navržena tak, že brzděné je korunové kolo.

Vstupní otáčky na unašeči: 30 ot.min^{-1}

Výstupní otáčky na centrálním kole: $166,5 \text{ ot.min}^{-1}$

		Centrální kolo	Satelity	Korunové kolo	
Přenášený výkon	P	-250,00	250,00	0,00	[kW]
Otáčky	n	166,50	30,00	0,00	[/min]
Krouticí moment	M _k	-14339,34	79583,33	-65243,99	[Nm]
Převodový poměr z1/z0, z2/z1, (z2/z0)	i	1,800	-2,528	(-4,55)	

Tabulka 1. Vstupní parametry

		Centrální kolo	Satelity	Korunové kolo	
Počty zubů	z	20	36	-91	
Šířka kola	b	210,0000	215,0000	210,0000	[mm]
Normální modul	mn	14,0000	14,0000		[mm]
Normální rozteč	p	43,9823	43,9823		[mm]
Osová vzdálenost (roztečná)	a	392,0000	-385,0000		[mm]
Úhel záběru	α	20,0000	20,0000		[°]
Průměr hlavové kružnice	da	301,0000	522,5898	-1239,0000	[mm]
Průměr roztečné kružnice	d	280,0000	504,0000	-1274,0000	[mm]
Průměr základní kružnice	db	263,1139	473,6051	-1197,1684	[mm]
Průměr patní kružnice	df	239,0102	462,0000	-1301,7321	[mm]
Průměr valivé kružnice	dw	275,0000	495,0000		[mm]
Průměr valivé kružnice	dw		504,0000	-1274,0000	[mm]
Výška hlavy zubu	ha	10,5000	9,2949	17,5000	[mm]
Výška paty zubu	hf	20,4949	21,0000	14,0000	[mm]
Hodnota korekce	x	-0,2139	-0,2500	0,2500	[modul]

Tabulka 2. Základní rozměry ozubení

		Centrální kolo	Satelity	Korunové kolo	
Na únavu v dotyku	SH	1,64	1,74		
Na únavu v dotyku	SH		3,86	3,44	
Na únavu v ohybu	SF	6,43	5,35		
Na únavu v ohybu	SF		6,09	3,60	
Jmenovité napětí v dotyku	σH0	428,16	170,86		[MPa]
Výpočtové napětí v dotyku	σH	636,52	598,85		[MPa]
Výpočtové napětí v dotyku			270,80	270,42	[MPa]
Mez únavy v dotyku	σHG	1044,06	1044,06	930,29	[MPa]
Dovolené napětí v dotyku	σHP	803,12	803,12	715,61	[MPa]
Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	σF0	41,94	35,53	44,97	[MPa]
Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	σF	80,17	67,91		[MPa]
Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu			59,61	82,38	[MPa]
Mez únavy v ohybu	σFG	515,31	363,00	296,64	[MPa]

Tabulka 3. Bezpečnosti a namáhání ozubení

		Centrální kolo	Satelity	Korunové kolo	
Obvodová síla	Ft	-34762,03		34141,28	[N]
Normální síla	Fn	36992,98		36332,40	[N]
Axiální síla	Fa	0,00	0,00	0,00	[N]
Radiální síla	Fr	-12652,35		12426,41	[N]
Odstředivá síla na satelit	Fc		468,79		[N]
Radiální síla na ložisko v satelitu	Fb		68904,91		[N]
Jmenovitý krouticí moment	Mk	-4779,78	8681,82	-21748,00	[Nm]
Jmenovité otáčky	n	136,5	-75,8	30,0	[/min]
Ohybový moment (satelit)	Mo	0,00	0,00	0,00	[Nm]
Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v	2,001			[m/s]

Tabulka 4. Síly v ozubení

3.1.2 Výpočet ozubení čelní převodovky:

Kolo i pastorek čelní převodovky budou vyrobeny z konstrukční legované ocele 14 220, které budou následně cementovány a kaleny. Pro tyto materiály byl proveden výpočet v programu MITCalc. Hlavní výsledky tohoto výpočtu jsou uvedeny v tabulkách 5,6,7 kde jsou vypsány základní rozměry, bezpečnosti a síly vznikající v ozubení. Podrobnější výsledky jsou uvedeny v příloze (2).

Převodový poměr: 3,05

Vstupní otáčky: 166,5 ot.min⁻¹

Výstupní otáčky: 508 ot.min⁻¹

		Pastorek	Kolo	
Počty zubů pastorku / kola	z	20	61	
Šířka pastorku / kola	b	150	150	[mm]
Normální modul	m _n	12		[mm]
Normální rozteč	p	37,699		[mm]
Osová vzdálenost (roztečná)	a	486,0000		[mm]
Úhel záběru	α	20,00		[°]
Průměr hlavové kružnice	d _a	271,7013	748,2988	[mm]
Průměr roztečné kružnice	d	240,0000	732,0000	[mm]
Průměr základní kružnice	d _b	225,5262	687,8550	[mm]
Průměr patní kružnice	d _f	217,7012	694,2988	[mm]
Výška hlavy zubu	h _a	15,8506	8,1494	[mm]
Výška paty zubu	h _f	11,1494	18,8506	[mm]
Celková jednotková korekce	x ₁ +x ₂	0,0000		[modul]
Jednotkové posunutí	x	0,3209	-0,3209	[modul]

Tabulka 5. Základní rozměry ozubení

		Pastorek	Kolo	
Na únavu v dotyku	S_H	1,41	1,42	
Na únavu v ohybu	S_F	4,13	4,07	
V dotyku při jednorázovém přetížení	S_{Hst}	2,53	2,55	
V ohybu při jednorázovém zatížení	S_{Fst}	6,29	6,26	
Pravděpodobnost poruchy	P	0,77		[%]
Jmenovité napětí v dotyku	σ_{H0}	508,50		[MPa]
Mez únavy v dotyku	σ_{HG}	1022,83	1022,83	[MPa]
Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	σ_{F0}	65,94	66,29	[MPa]
Mez únavy v ohybu	σ_{FG}	533,79	529,43	[MPa]

Tabulka 6. Bezpečnosti a namáhání ozubení

Obvodová síla	F_t	39165,03	[N]
Normální síla	F_n	41678,55	[N]
Axiální síla	F_a	0,00	[N]
Radiální síla	F_r	14254,90	[N]

Tabulka 7. Síly v ozubení

3.2 Návrh hřídelů:

3.2.1 Výpočet vstupního hřídele:

Vstupní hřídel do planetové převodovky je namáhán pouze na krut, který je převáděn z vrtule větrné elektrárny. Ohyb, který je vyvolán silami v ozubení, je nulový, protože ozubení na satelitech, které je původcem těchto sil, je rozmístěno po obvodu rovnoměrně a síly se vzájemně vyruší. Materiál hřídele musí být zaručeně svařitelný, spojení hřídele s unášecí deskou bude realizováno pomocí svarů.

Vstupní otáčky do planetové převodovky: 30 ot.min^{-1}

Přenášený výkon: 250kW

Zvolený materiál: 11 423

Vlastnosti materiálu [8]: $R_{e_{min}}$: 226 MPa

$R_{m_{min}}$: 420÷520 MPa

$\tau_D = 105 \div 130 \text{ MPa}$

$\sigma_{D0} = 145 \div 180 \text{ MPa}$

Vzhledem k nerovnoměrnosti síly větru volím bezpečnostní koeficient $k=2$

$$\tau_{Dk} = \frac{\tau_d}{k}$$

$$\tau_{Dk} = \frac{105}{2} = 52,5 \text{ MPa} \quad (3.1)$$

$$P = M_k \cdot v \Rightarrow M_k = \frac{P}{v}$$

$$M_k = \frac{250000}{3,14159} = 79577,47 \text{ Nm} \quad (3.2)$$

$$v = 2 \cdot \pi \cdot n_0$$

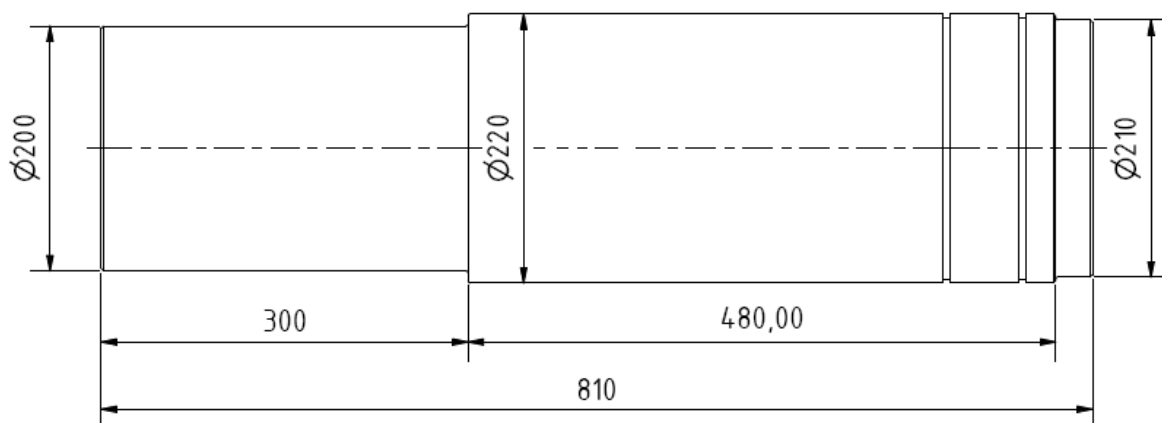
$$v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{30}{60} = 3,14159 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \Rightarrow W_k \geq \frac{M_k}{\tau_{Dk}}$$

$$W_k = \frac{79577,47}{52,5 \cdot 10^6} = 1,5157613 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 1515761,3 \text{ mm}^3 \quad (3.3)$$

$$W_k = \frac{\pi d_1^3}{16} \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_k}{\pi}}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1515761,3}{\pi}} = 197,6 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } 200 \text{ mm} \quad (3.4)$$

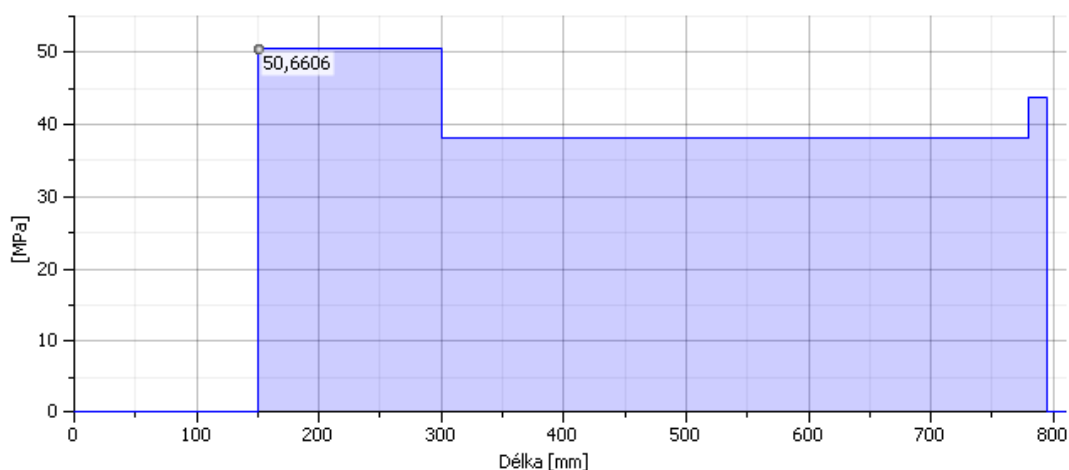


Obr. 11 Rozměry vstupního hřídele

Navržený hřídel, dle rozměrů Obr. 11, byl zkontrolován pomocí programu Iventor. Výsledky této kontroly byly shodné s ručním výpočtem. Nebo se lišily jen minimálně. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 7 a průběh napětí na Obr. 12.

Délka	L	810,000 mm
Hmotnost	Hmotnost	225,928 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	0,000 MPa
Maximální smykové napětí	τ_s	0,000 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	50,661 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	0,000 microm
Úhel zkroucení	φ	0,18 deg

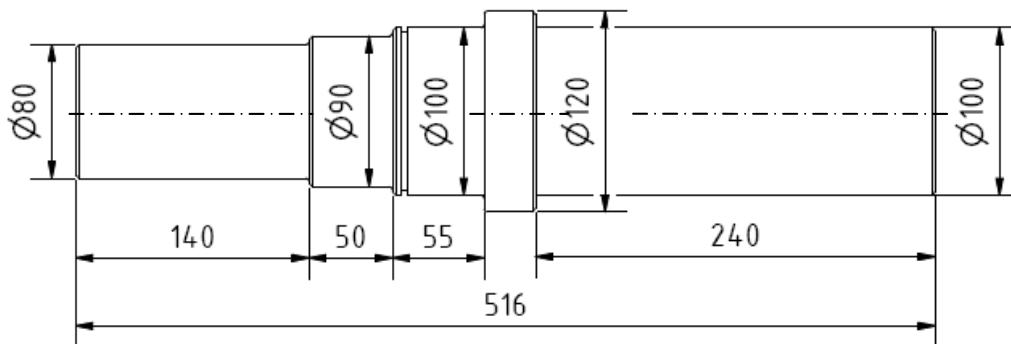
Tabulka 3. Výsledky dle Inventoru, vstupní hřídel



Obr. 12 Napětí v krutu

3.2.2 Kontrola výstupního hřídele čelní převodovky

Minimální průměr hřídele byl navržen programem Inventor. Výsledky pro navržený průměr jsou v tabulce 9. Výstupní hřídel z čelní převodovky je namáhán na krut a ohyb. Ohybové namáhání je vyvoláno silami v ozubení.



Obr. 13 Výstupní hřídel

Síly v ozubení čelní převodovky byly zjištěny programem MITCalc.

Obvodová síla $F_t = 39165,0 \text{ N}$

Normálová síla $F_n = 41678,6 \text{ N}$

Radiální síla $F_r = 14254,9 \text{ N}$

Krouticí moment $M_k = 4699,8 \text{ Nm}$

Výstupní otáčky z čelní převodovky: 508 ot.min^{-1}

Přenášený výkon: 250 kW

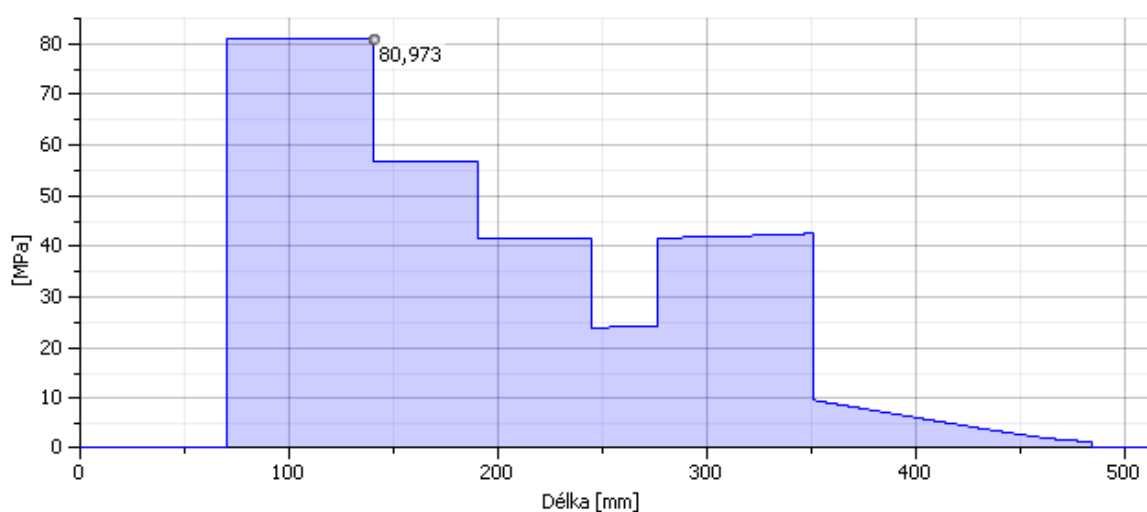
Zvolený materiál: 11 423

Vlastnosti materiálu: $R_{e_{\min}}: 226 \text{ MPa}$

$R_{m_{\min}}: 420 \div 520 \text{ MPa}$

Délka	L	516,000 mm
Hmotnost	Hmotnost	28,998 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	9,529 MPa
Maximální smykové napětí	τ_s	0,935 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	46,750 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	80,973 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	12,502 microm
Úhel zkroucení	φ	0,13 deg

Tabulka 4. Výsledky dle Inventoru, výstupní hřídel



Obr. 14 Redukované napětí

Navržené rozměry byly zkontrolovány ručním výpočtem a odpovídají namáhání vypočtenému programem.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (3.5)$$

$$\tau_k = \frac{4699,8}{100530,96} = 46,75 \text{ MPa}$$

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 80^3}{16} = 100530,96 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (3.6)$$

$$\sigma_o = \frac{963913}{50265,5} = 19,18 \text{ MPa}$$

$$M_o = F \cdot a$$

$$M_o = 7443,35 \cdot 129,5 \cdot 10^{-3} = 963,913 \text{ Nm} = 963913 \text{ Nmm}$$

a – vzdálenost podpory (středu ložiska) od působíště ohybové síly (střed ozubeného kola)

dle navrženého hřídele odměřeno v programu inventor ze sestavy.

$$a = 129,5 \text{ mm}$$

F – reakce v ložisku

$$F = 7443,347 \text{ N}$$

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50265,48 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\text{omax}}^2 + 3\tau_k^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{19,18^2 + 3 \cdot 46,75^2} \quad (3.7)$$

$$\sigma_{\text{red}} = 83,21 \text{ MPa}$$

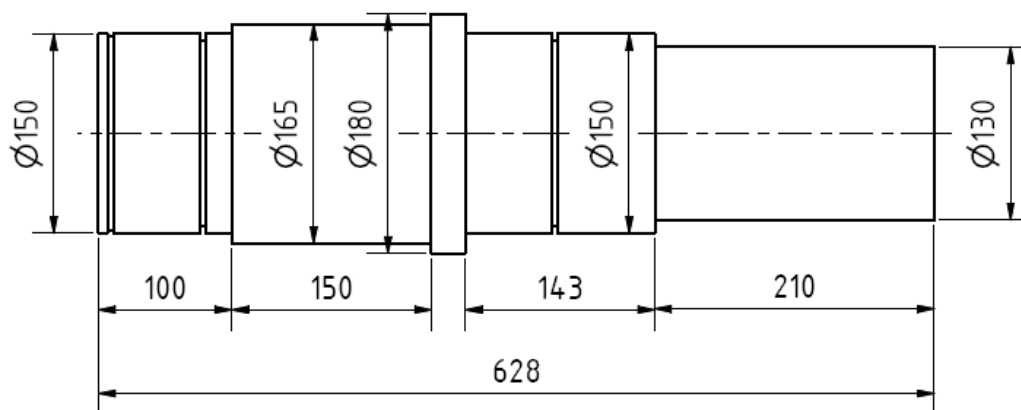
Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k = \frac{R_e}{S_{\text{red}}} \quad (3.8)$$

$$k = \frac{226}{83,21} = 2,716$$

3.2.3 Kontrola vstupního hřídele čelní převodovky

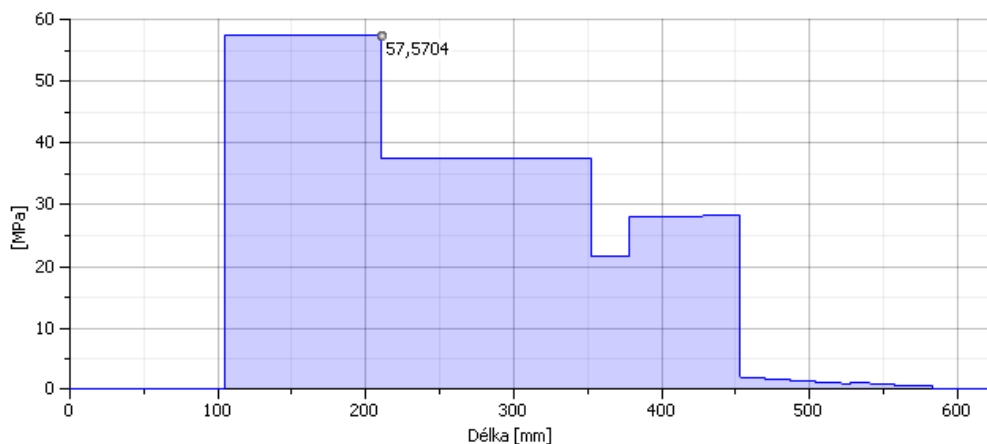
Vstupní hřídel do čelní převodovky byl navržen a zkontrolován pouze v programu Inventor, vzhledem k předchozím výsledkům, které byly přibližně shodné jak při výpočtu ručním tak při výpočtu programem. Navržené rozměry jsou na obrázku 15. Pro tyto rozměry byla provedena kontrola a výsledky jsou uvedeny v tabulce 10. Průběh redukovaného napětí v tomto hřídeli je zobrazen na obrázku 16.



Obr. 15 Vstupní hřídel čelní převodovky

Délka	L	628,000 mm
Hmotnost	Hmotnost	85,902 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	2,097 MPa
Maximální smykové napětí	τ_s	0,423 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	33,238 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	57,570 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	2,120 microm
Úhel zkroucení	φ	-0,08 deg

Tabulka 5



Obr. 16 Průběh redukovaného napětí

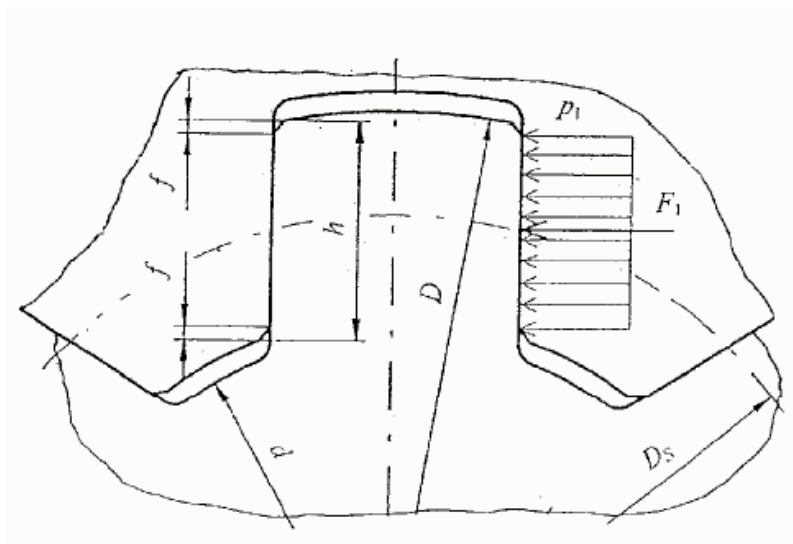
3.3 Návrh drážkování hřídele

3.3.1 Výstupní hřídel z čelní převodovky

Pro přenos krouticího momentu a výkonu z ozubeného kola (pastorku) na výstupní hřídel, volím drážkování. Dle průměru hřídele vypočteného v kapitole 3.2.2 volím rovnoboké drážkování těžké řady dle normy ČSN 01 4942 s označením 20x102x115. Rozměry dle tabulky 11. Únosnost tohoto drážkování je vypočtena dle vzorce (3.9) viz [6] za předpokladu, že zatížení přenáší $\frac{3}{4}$ zubů.

Počet zubů	z	20
Patní průměr	d	102 mm
Hlavový průměr	D	115 mm
Šířka zubu	b	8 mm
zkosení	f	0,5 mm

Tabulka 6 Rozměry drážkování [6]



Obr. 17 Drážkování hřídele [6]

$$p_1 = \frac{F_1}{f' l} \leq p_d \quad (3.9)$$
$$p_1 = \frac{86600}{82,5 \cdot 150} = 7,0 \text{ MPa}$$
$$p_1 = 7 \text{ MPa} \leq p_d = 20 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$D_s = \frac{D + d}{2}$$

$$D_s = \frac{115 + 102}{2} = 108,5 \text{ mm}$$

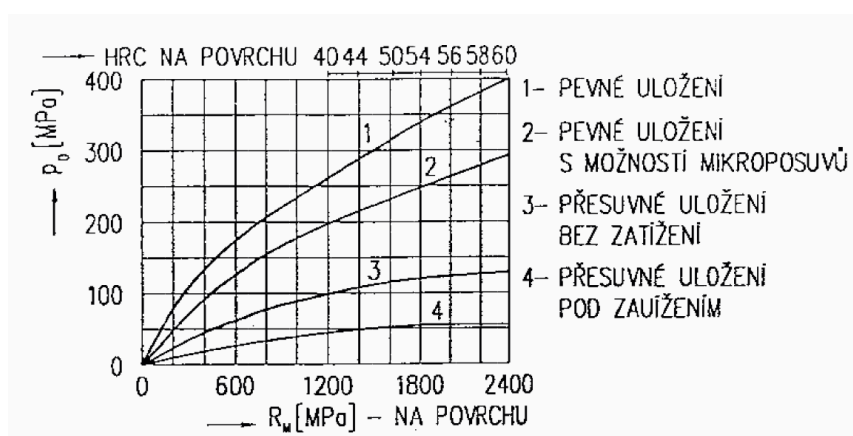
$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{D_s}$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot 4699460}{108,5} = 86,6 \text{ kN}$$

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot (h - 2 \cdot f) = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right)$$

$$f' = \frac{3}{4} \cdot 20 \cdot \left(\frac{115 - 102}{2} - 2 \cdot 0,5 \right) = 82,5 \frac{\text{mm}^2}{\text{mm}}$$

(3.10)



Obr. 18 Dovolené tlaky [6]

Dle obrázku 18 volím dovolený tlak na zubu drážkovaného hřídele 20 MPa.

3.3.1 Vstupní hřídel do čelní převodovky

Pro přenos krouticího momentu a výkonu ze vstupního hřídele na ozubené kolo, volím drážkování. Dle průměru hřídele vypočteného v kapitole 3.2.3 volím evolventní drážkování dle normy ČSN 01 4953 s označením 140-5x26. Rozměry dle tabulky 12. Únosnost tohoto drážkování je vypočtena dle vzorce (3.11) viz [6] za předpokladu, že zatížení přenáší $\frac{3}{4}$ zubů.

Počet zubů	z	26
Modul	m	5 mm
Hlavový průměr	D _{a1}	140 mm
Patní průměr	D _{a2}	130 mm

Tabulka 7 Rozměry drážkování [6]

$$p_1 = \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - D_{a2}) \cdot l} \leq p_d \quad (3.11)$$

$$p_1 = \frac{2 \cdot 10930}{(140 - 130) \cdot 150} = 14,57 \text{ MPa}$$

$$p_1 = 14,57 \text{ MPa} \leq p_d = 20 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2}$$

$$D_s = \frac{140 + 130}{2} = 135 \text{ mm}$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{0,75 \cdot z \cdot D_s} \quad (3.12)$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot 14382000}{0,75 \cdot 26 \cdot 135} = 10,93 \text{ kN}$$

Dle obrázku 18 volím dovolený tlak na zubu drážkovaného hřídele 20 MPa.

3.4 Návrh ložisek:

Vstupní hřídel, která je svařena s unášecí deskou, bude uložena ve dvou ložiscích. Hřídel není zatížena žádnou vnější silou. Ložiska budou tedy namáhána pouze vahou této hřídele. Dle průměru hřídele volím pár ložisek s označením DIN 625 SKF 6044. Dle vzorce 3.13 vychází, že ložiska budou mít životnost větší než požadovanou a to několikanásobně. Nelze ale tyto ložiska zmenšit vzhledem k průměrům hřídele. Základní rozměry tohoto ložiska jsou zobrazeny v tabulce 13 a na obrázku 19.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{247000}{1628,5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 30} = 32,5 \cdot 10^9 \text{ hod} \quad (3.13)$$

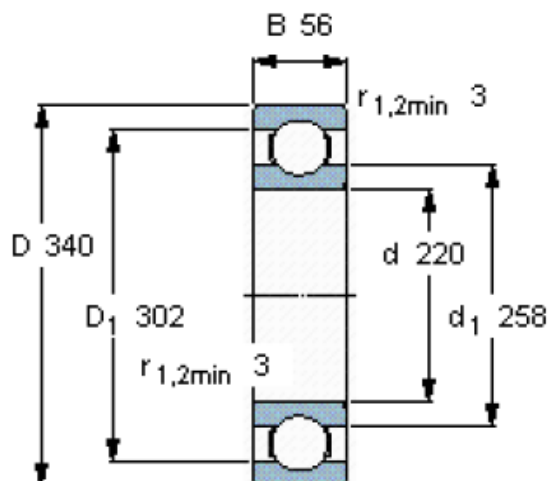
$$P = \frac{m \cdot g}{2} = \frac{332 \cdot 9,81}{2} = 1628,5 \text{ N}$$

$m = 332 \text{ kg}$ hmotnost vstupního hřídele s unášecí deskou

DIN 625 SKF 6044

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní únavové zatížení	Přípustné otáčky	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Referenční otáčky	Mezní otáčky
mm			kN		kN	min ⁻¹	
220	340	56	247	290	7,35	4000	3200

Tabulka 8 Vlastnosti ložiska DIN 625 SKF 6044 [7]



Obr. 19 Ložisko DIN 625 SKF 6044 [7]

Vstupní hřídel do čelní převodovky, která je zároveň výstupním hřídelem z planetové převodovky, bude upevněna ve dvou ložiscích, které byly navrženy dle průměru hřídele, jenž byl vypočten v kapitole 3.2.3. Ložiska jsou namáhána silami, které vznikají v ozubení čelní převodovky. Tyto síly byly zjištěny v programu MITCalc. Životnost, dle vzorce 3.14, navržených ložisek, s označením DIN 625 SKF 6330, převyšují minimální požadavky. Základní rozměry ložisek dle tabulky 14 a obrázku 20.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n}$$

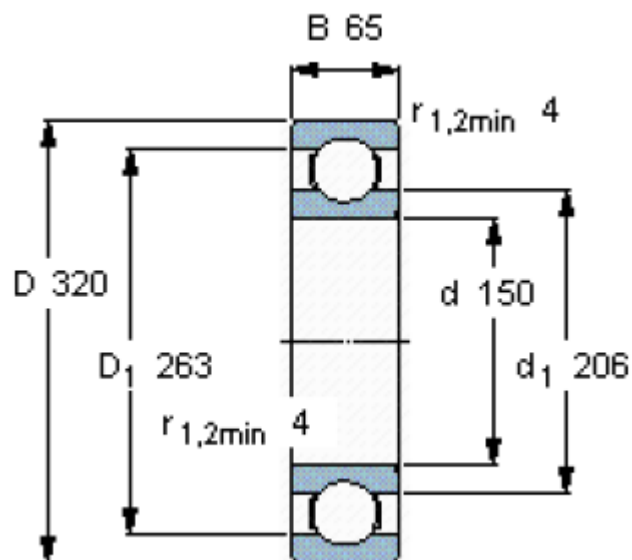
$$L_{10h} = \left(\frac{276000}{7127,45} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 166,5} = 5,8 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (3.14)$$

$$P = \frac{F_r}{2} = \frac{14254,9}{2} = 7127,45 \text{ N}$$

DIN 625 SKF 6330

Hlavní rozměry			Únosnost dynamická statická		Mezní únavové zatížení	Přípustné otáčky	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Referenční otáčky	Mezní otáčky
mm			kN		kN	min ⁻¹	
150	320	65	276	285	7,8	4300	4000

Tabulka 9 Vlastnosti ložiska DIN 625 SKF 6330 [7]



Obr. 20 Ložisko DIN 625 SKF 6330 [7]

Výstupní hřídel z převodovky bude uložena na dvou ložiscích. Tyto ložiska budou zatížena silou vznikající v ozubení čelní převodovky, tato síla byla zjištěna pomocí programu MITCalc. Podle průměru hřídele, byl navržen rozměr, viz tabulka 15 a obrázek 21 a typ ložisek DIN 625 SKF 6320. Pro toto zatížení a typ ložisek byla provedena kontrola životnosti. Zátěžná síla je shodná jako u ložiska DIN 625 SKF 6330. Toto ložisko rovněž vyhovuje požadované životnosti dle vzorce 3.15.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n}$$

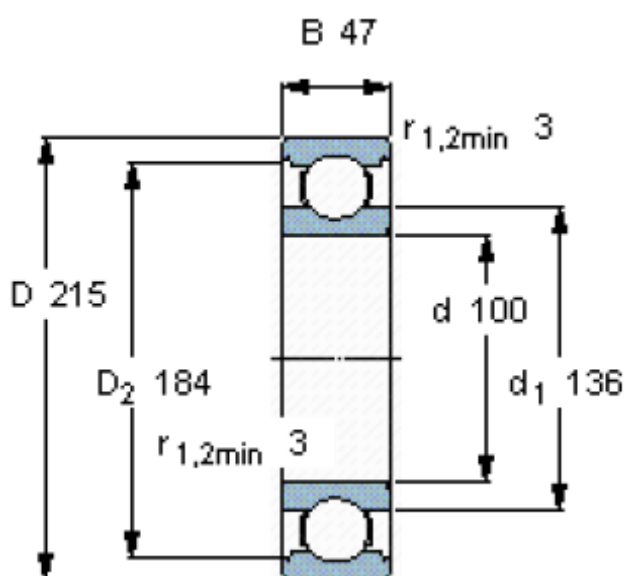
$$L_{10h} = \left(\frac{174000}{7127,45} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 508} = 477000 \text{ hod} \quad (3.15)$$

$$P = \frac{F_r}{2} = \frac{14254,9}{2} = 7127,45 \text{ N}$$

DIN 625 SKF 6320

Hlavní rozměry			Únosnost dynamická statická		Mezní únavové zatížení	Přípustné otáčky	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Referenční otáčky	Mezní otáčky
mm			kN		kN	min ⁻¹	
100	215	47	174	140	4,75	6700	4300

Tabulka 10 Vlastnosti ložiska DIN 625 SKF 6320 [7]



Obr. 21 DIN 625 SKF 6320[7]

Pro uložení satelitů na unašeči bude použito jehličkových ložisek. Pro toto uložení nelze použít ložisek kuličkových, vzhledem k jejich rozměrům. Každý ze satelitů je uložen na dvou jehličkových ložiscích, protože jedno ložisko nevyhoví požadované životnosti. Jehlové ložiska s označením ISO 1206-MS-100x140x40 mají základní rozměry dle tabulky 16 a obrázku 22.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n}$$

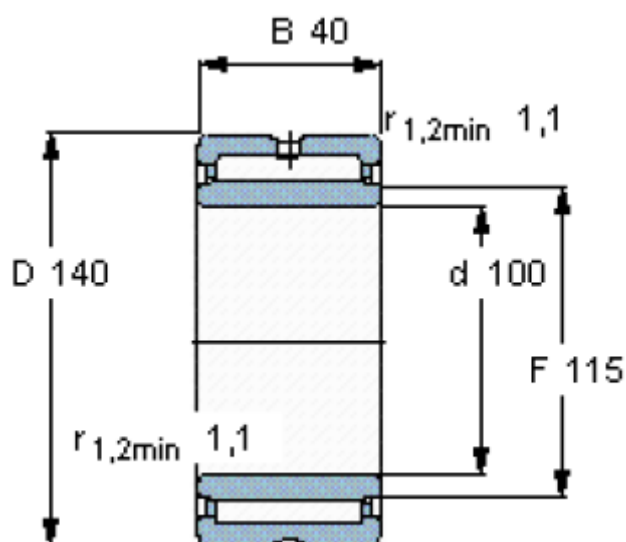
$$L_{10h} = \left(\frac{125000}{11483,9} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 75,8} = 628400 \text{ hod} \quad (3.16)$$

$$P = \frac{F_r}{3.2} = \frac{68903,3}{3.2} = 11483,9 \text{ N}$$

ISO 1206-MS-100x140x40

Hlavní rozměry			Únosnosti		Mezní únavové zatížení P_u	Přípustné otáčky	
d	D	B	C	C_0		Referenční otáčky	Mezní otáčky
mm			kN		kN	min^{-1}	
100	140	40	125	280	34,5	3400	4000

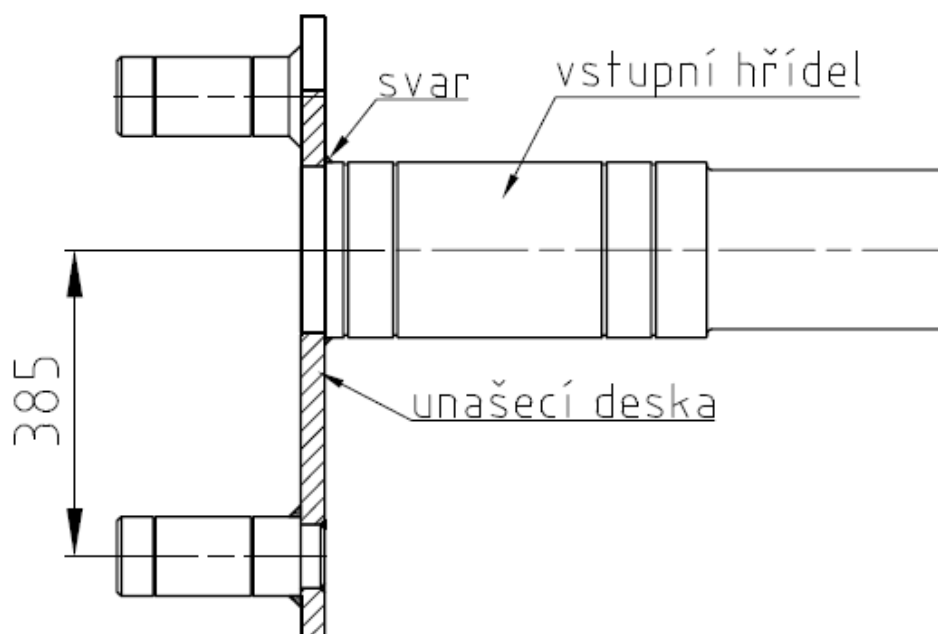
Tabulka 11 Vlastnosti ložiska ISO 1206-MS-100x140x40[7]



Obr. 22 ISO 1206-MS-100x140x40[7]

3.5 Návrh unašeče satelitů:

Unašeč satelitů je navržen jako svařenec vstupního hřídele, nosné desky a unašecích čepů. Všechny tyto součásti jsou vyrobeny z materiálu 11423, který je zaručeně svařitelný. Velikost svarů byla navržena programem MITCalc. U svaru hřídele s nosnou deskou byla provedena kontrola ručním výpočtem 3.17 [8].



Obr. 23 Schéma svařence

$$t_s = \frac{M_k}{W_{ks}} = \frac{M_k}{\frac{p \cdot [(D + 2a)^4 - D^4]}{16 \cdot (D + 2a)}}$$
$$t_s = \frac{79577470}{\frac{p \cdot [(220 + 2 \cdot 10)^4 - 220^4]}{16 \cdot (220 + 2 \cdot 10)}} = 99,74 \text{ MPa} \quad (3.17)$$

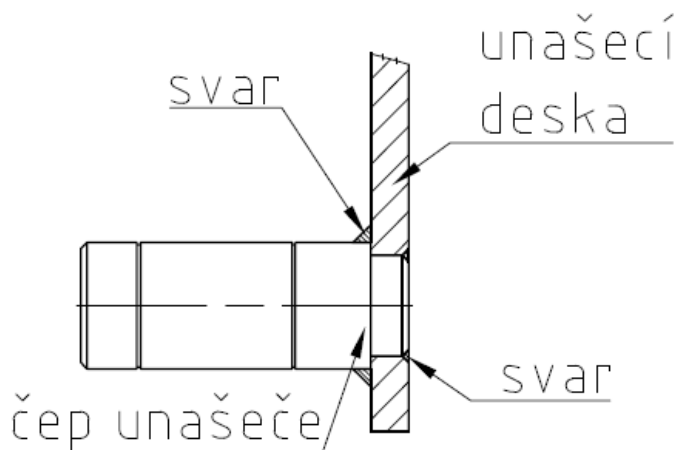
$$t_s \leq t_{Ds}$$

$$\tau_{Ds} = 105 \div 130 \text{ MPa}$$

a – velikost svaru navržena programem MITCalc

D – průměr hřídele dle kapitoly 3.2.1

Svary unašecí desky a čepů jsou zkontrolovány v programu MITCalc. Svary jsou navrženy tak, že koutový svar odpovídá požadované bezpečnosti. Svar na druhé straně unašecí desky (V svar) je navržen jen jako pojistný.



Obr. 24 Návrh svarů čepu

$F=11484,2 \text{ N}$...síla působící na čep unašeče

$l=122,5 \text{ mm}$...vzdálenost působíště síly od svaru

$d=100 \text{ mm}$...průměr čepu

Výpočty svarů jsou zkontrolovány metodou MKP v programu Inventor. Na obrázku 25 je znázorněna bezpečnost celé součásti. Velikost napětí v celém svařenci je v tabulce 17.

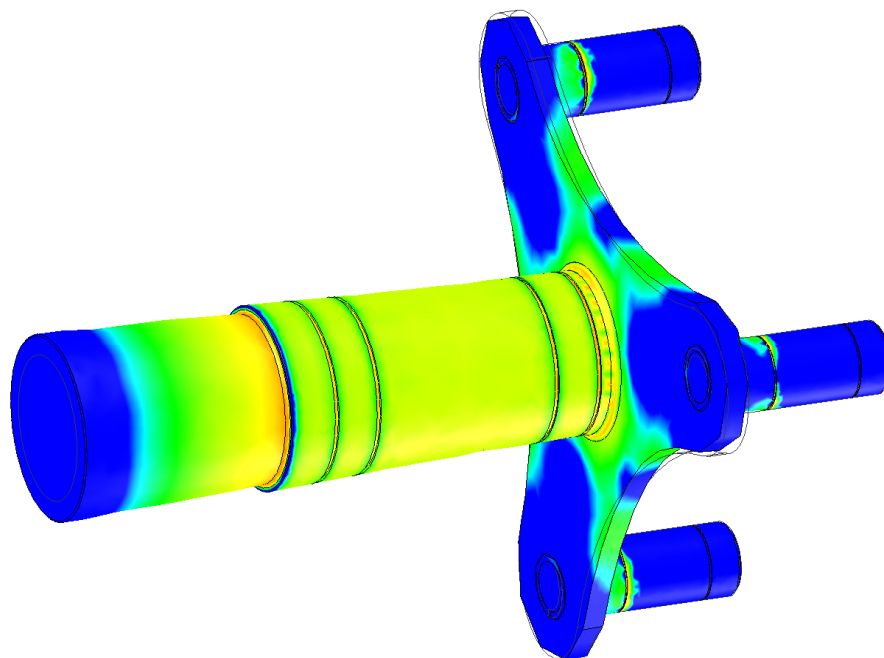
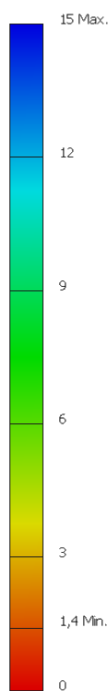
Název	Minimální	Maximální
Objem	42417100 mm ³	
Hmotnost	332,974 kg	
Napětí Von Mises	0,000411542 MPa	159,582 MPa
První hlavní napětí	-42,1743 MPa	186,494 MPa
Třetí hlavní napětí	-170,969 MPa	44,7999 MPa
Posunutí	0 mm	0,346875 mm
Součinitel bezpečnosti	1,50393 ul	15 ul
Napětí XX	-70,7515 MPa	67,2984 MPa
Napětí XY	-45,8904 MPa	46,7417 MPa
Napětí XZ	-71,6354 MPa	68,8504 MPa
Napětí YY	-61,2786 MPa	65,0423 MPa
Napětí YZ	-72,4752 MPa	72,2304 MPa
Napětí ZZ	-160,178 MPa	173,554 MPa

Tabulka 12 Výsledky MKP

Typ: Součinitel bezpečnosti

Jednotka: ul

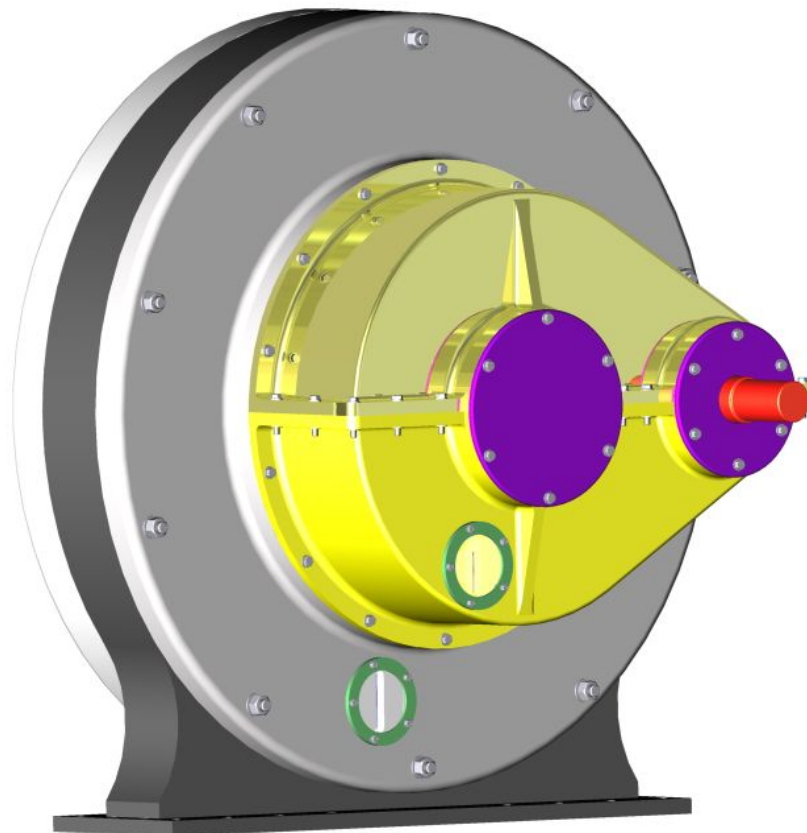
21.5.2010, 19:26:08



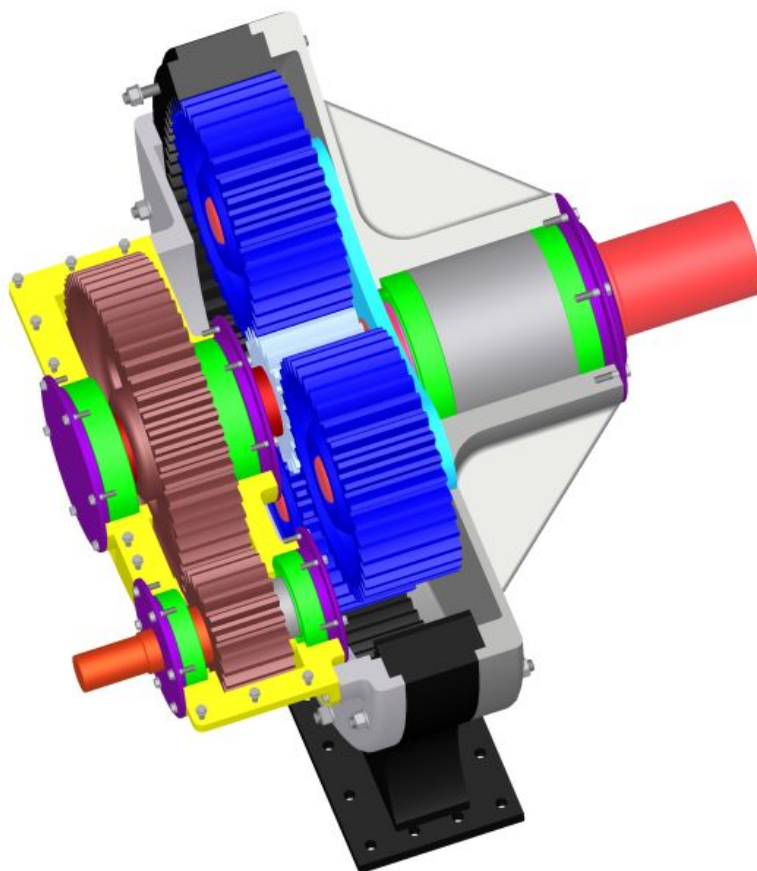
Obr. 25 Výsledná bezpečnost

4. Návrh převodové skříně:

Převodová skříň bude vyrobena z šedé litiny. Bude složena z několika částí, které se budou navzájem spojovat šrouby. Planetová převodová skříň bude zvlášť těsněna a plně oddělena od skříně s čelním ozubením. Pohled na převodovou skříň je na obrázku 26 a 27.



Obr. 26 Převodovka



Obr. 27 Převodovka - částečný řez

4.1 Těsnění

Pro těsnění převodovky volím použití papírového těsnění v kombinaci se silikonem.

Průchozí víčka jsou těsněny pomocí těsnících kroužků (gufer). Obě převodovky jsou od sebe utěsněny tak, aby nedocházelo k prosaku oleje z jedné převodové skříně do druhé.

4.2 Náplně, mazání

Pro mazání veškerých komponentů volím převodový olej s označením CLP 150[9]. Pro jeho použitelnost i při nízkých teplotách a pro antikorozivní vlastnosti. Mazání bude realizováno rozstříkem oleje. Podle výpočtu bude převodová skříň obsahovat 31 litrů tohoto převodového oleje. Z toho planetová převodovka 23 litrů a čelní převodovka 8 litrů.

5. Plán údržby

Veškeré komponenty pro převodovou skříň, byly navrženy na celkovou životnost, která by při dodržení návrhu měla být minimálně 200 000 hodin, což odpovídá 23 let nepřetržitého provozu. Z tabulky 18 vyplývá, že pro podobnou větrnou elektrárnu (225kW) bylo využití v roce 2009 přibližně 6,3 hodiny denně. Budu-li předpokládat, že větrná elektrárna, kterou navrhuji, bude využívána s větší efektivitou a to v průměru 10 hodin za den, bude mít tato elektrárna životnost 55let.

2009	Zlínský kraj			ČR		
měsíc	výroba [MW]	výkon [MW]	využití [hod/den]	Výroba [MW]	výkon [MW]	využití [hod/den]
leden	110,2	0,225	15,8	15696	148	3,4
únor	86,5	0,225	13,7	29182	148	7,0
březen	21	0,225	3,0	35795	148	7,8
duben	42,4	0,225	6,3	18384	148	4,1
květen	26,6	0,225	3,8	20601	156	4,3
červen	12,5	0,225	1,9	24167	178	4,5
červenec	16,4	0,225	2,4	20397	178	3,7
srpen	41	0,225	5,9	17110,3	178	3,1
září	16,9	0,225	2,5	18698,9	178	3,5
říjen	31,1	0,225	4,5	33938,5	178	6,2
listopad	72,6	0,225	10,8	32002,8	178	6,0
prosinec	34,3	0,225	4,9	23915,5	192	4,0
celkem	511,5		6,3	289888		4,8

Tabulka 13 Využití větrných elektráren v ČR[5]

Pro tuto větrnou elektrárnu navrhuji, aby v průběhu záběhu všech komponentů byly prováděny pravidelné prohlídky, které předejdou následnému snížení životnosti celého zařízení. A to pro případ výskytu nežádoucího opotřebení, z předem nestanovitelných příčin, což mohou být například vady v materiálech.

Po záběhu všech komponentů navrhuji výměnu převodového oleje, který může vlivem záběhu nových prvků obsahovat nečistoty.

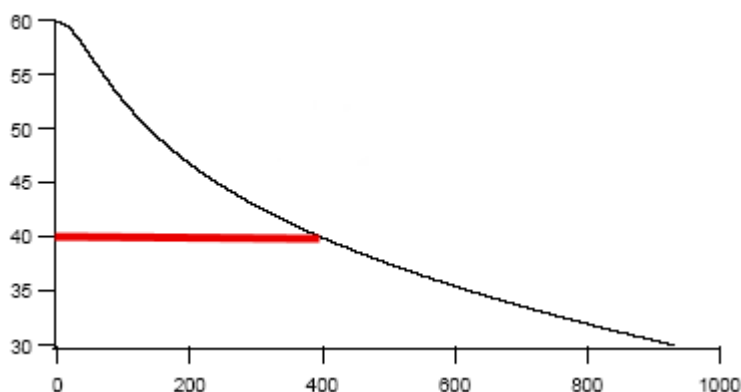
Dále v průběhu životnosti celé převodové skříně navrhuji pravidelně odebírat vzorky převodového oleje a pomocí diagnostických metod zjistit, zda je tento olej možno používat dále, případně doplnit aditivu nebo vyměnit.

6. Vliv vibrací a hluku na životní prostředí:

Hluk je poměrně nízký

- elektrárny jsou stavěny v dostatečné vzdálenosti od obydlí
- hluková studie bývá součástí dokumentace nutné ke stavebnímu povolení

Hlučnost větrných elektráren [3]



Obr. 28 Příklad šíření hluku od elektrárny

Typická křivka závislosti hlučnosti větrného zdroje na vzdálenosti, vyznačena hygienická hranice 40 dBa pro noční dobu.

Větrné elektrárny jsou zdrojem nežádoucího hluku. Jeho hlavními původci jsou aerodynamické hluky obtékání listů vrtule, gondoly a dřívku stavby, turbulence, vznikající obtékáním náběžné hrany listu, víry v okolí konců vrtulových listů, turbulence nad odtokovou hranou listu a hluk laminárního proudění. Dále je hluk produkován mechanickými částmi konstrukce (servomotory a jejich převody, čerpadla, chladicí ventilátory měničů a mechanismů) a generátorem. Mimo slyšitelnou oblast jsou větrné elektrárny významným zdrojem hluků v oblasti 2-31,5 Hz (infrazvuk).

Šíření hluku větrného zdroje

V praxi je jako model šíření používána náhrada prostředí hemisférou s homogenními vlastnostmi. V tomto modelu lze určit hlasitost hluku s danou intenzitou a v dané vzdálenosti.

České hygienické normy připouštějí maximální úroveň hluku v obytné zástavbě 50 dBa ve dne a 40 dBa v noci, přípustná úroveň hluku ve volné přírodě není stanovena.

Infrazvuky

Zdrojem infrazvuků jsou zejména mechanické části konstrukce větrných turbín. Pro stanovení jejich intenzity nelze používat hlukoměry s filtrem křivky A (ekvivalent citlivosti ucha), který infrazvuky potlačuje. Hluk větrných elektráren, emitovaný v infrazvukové oblasti vykazuje vysoké špičky, dosahující až 70 dB (Vestas V-52 70 dB na frekvenci 16 Hz, Vestas V-80 72 dB ve frekvenčním rozsahu 4-26 Hz). Infrazvukové vlnění se kromě vzdušné cesty šíří i konstrukcí dřívku a základovou deskou do okolí.

7. Návrh možných konstrukčních úprav:

Návrh převodové skříně byl proveden ve snaze optimalizovat vibrace a hluk. Největším zdrojem vibrací není převodová skříň ani generátor elektrického proudu, ale listy vrtule, které způsobují hluk a vibrace při otáčení. I při relativně nízkých provozních otáčkách vrtule vznikají na koncích listů velké obvodové rychlosti. Ty jsou původcem aerodynamického hluku. Možným řešením je snížení otáček vrtule, s tím by se ale snížil výkon elektrárny. Dalším řešením problémů s hlukem je přesunutí větrné elektrárny do dostatečné vzdálenosti od obydlených částí, tam kde nebude hluk nikomu vadit.

8. Závěr

V diplomové práci jsem navrhl dle zadaných parametrů převodovou skříň, pro větrnou elektrárnu o celkovém výstupním výkonu 200 kW. Práce obsahuje výpočty hřídelů jak ručním výpočtem, tak i výpočtem pomocí programů. Výpočty provedené ručně se liší jen minimálně oproti výpočtům pomocí programů. Navržené ložiska jsou předimenzována pro jejich minimální možný průměr vyplývající z vypočtených hřídelů. Při výpočtu jsem vycházel z předpokladu, že veškeré součásti navrhuji na životnost 200000 hodin provozu. Z rozboru využití podobné elektrárny na území ČR vyplývá, že tato elektrárna by měla vydržet 55let provozu. Při návrhu otáček rotoru je zohledněno, že při vyšších otáčkách listů vrtule dochází k větší hlučnosti, proto jsou otáčky navrženy jako co možná nejnižší možné.

Použitá literatura:

1. Větrná energie, Wikipedia.org. [cit. 10.03.2010]. Dostupný z WWW:
http://cs.wikipedia.org/wiki/V%C4%Btrn%C3%A1_energie
2. Velikost větrné elektrárny a její vývoj. ČSVE: Česká společnost pro větrnou energii [online]. 16.06.2009, [cit. 07.04.2010]. Dostupný z WWW:
<http://www.csve.cz/cz/clanky/velikost-vetrne-elektrarny-a-jeji-vyvoj/110>
3. Hluk větrných elektráren. ČSVE: Česká společnost pro větrnou energii [online]. 30.06.2009, [cit. 07.04.2010]. Dostupný z WWW:
<http://www.csve.cz/cz/clanky/hluk-vetrnych-elektraren/126>
4. Větrná mapa. ČSVE: Česká společnost pro větrnou energii [online]. 19.03.2009, [cit. 07.04.2010]. Dostupný z WWW: <http://www.csve.cz/clanky/detail/35>
5. Výroba větrných elektráren v ČR v letech 2009 a 2010. ČSVE: Česká společnost pro větrnou energii [online]. 26.04.2010, [cit. 11.05.2010]. Dostupný z WWW:
<http://www.csve.cz/cz/clanky/vyroba-vetrnych-elektraren-v-cr-v-letech-2009-a-2010/121>
6. Vysokoškolská příručka, Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj. K. Kaláb Datum vydání: 29.3.2004 [cit. 10.05.2010]. Dostupný z WWW: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>
7. Online katalog SKF, [cit. 12.05.2010]. Dostupný z WWW:
<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=1>
8. Mechanical, Industrial and Technical Calculations. MITCalc, [cit. 10.03.2010]. Dostupný z WWW: <http://www.mitcalc.com/doc/help/cz/index.htm>
9. Katalog olejů, Oleje.cz [cit. 10.03.2010]. Dostupný z WWW:
http://www.oleje.cz/eshop/show_prod.php?id=368

10. Otázky a odpovědi v problematice větrných elektráren, BESTWEB.cz.[cit. 7.03.2010]. Dostupný www: <http://www.vetrneelektrarny.bestweb.cz/informace.html>
11. Generátory asynchronní pro malé elektrárny řada GAK. TES VSETÍN, a.s. [cit. 11.04.2010]. Dostupný z WWW: <http://www.tes.cz/dokumenty/gak-katalog.pdf>

Přílohy:

1. Výpočet ozubení planetové převodovky
2. Výpočet ozubení čelní převodovky
3. Sestavný výkres VYK058-dip-1
4. Výkres svařence VYK058-dip-2